

空間曲リディフューザの研究*

(圧力回復効率と入口流れ形状の関係)

清水幸丸**, 村上光清***, 葛原定郎**
Yukimaru SHIMIZU, Mitsukiyo MURAKAMI, Sadao KUZUHARA
永房 誠****, 杉野公一**
Makoto NAGAFUSA, Koichi SUGINO

1. ま え が き

工業上用いられるディフューザには均一な飽和流れのみならずしばしば二次流れを伴った不均一流れが流入する場合⁽¹⁾が多い。従来用いられている直線形状または平面的に曲げられたディフューザでは、このような不均一流れに対してはあまり性能はよくない。著者が従来行ってきた複数の曲り部をもつ曲り管の研究⁽²⁾⁽³⁾によれば、曲りに不均一な軸速度をもつ流れが流入すれば一般にその内部では一方向旋回流が発生し、これにより曲り内のはく離発生が抑制され、損失が減少する。したがってディフューザにおいても、不均一流れが流入する場合には、これを適当な曲率で空間的に曲げるならば、曲りディフューザ内には一方向旋回流を発生させることができ、ディフューザの広がり角度を相当大きくしても内部のはく離の発生を防止することができ、性能の改善が期待される。

この見地から、本研究では一つの円すい形平面曲りディフューザを数個の部分に切断し、これらを再び適当に結合して、ねじれS字状あるいはコイル状に曲げたディフューザを作製し、それらに実用の管路や流体機械出口部でみられる種々の流速分布の流れを導き、その圧力回復効率および内部流れを調べ、ディフューザ形状と流入速度分布との関係を詳細に検討した。

2. 記 号

AR: ディフューザ面積比 $= (r_{wn}/r_{w1})^2$, [図2]

D_n : ディフューザ断面直径 $= 2r_{wn}$, [図2]

Lc: ディフューザ中心線長さ

p_{wn} : 各断面における壁圧

Q: 流量測定用オリフィスより求めた流量

r_n : 断面内の任意半径位置

r_{wn} : ディフューザ断面半径

R: ディフューザ曲率半径

Re_1 : 入口レイノルズ数 $= V_{m1} D_1 / \nu$

V_{m1} : ディフューザ入口断面の平均軸速度
 $= Q / \pi r_{w1}^2$

V_{mn} : 断面内の平均軸速度 $= Q / \pi r_{wn}^2$

$v_{zn}, v_{\theta n}$: 断面内の軸速度および周速度

α_1 : 入口断面における偏り中心角度 [式(5), 図4]

ϕ_n : ディフューザ曲り要素の接続角度 [図4]

2χ : ディフューザ広がり角度 [図2]

δ^* : 入口断面の周上8測定点の平均排除厚さ
添字

n: 断面番号 [図2]

3. 実験の装置および方法

図1には実験装置の概略を示す。水そうからくみ上げられた水は整流タンクA、流量測定オリフィスを通過後、整流タンクBに導かれ、助走直管部を経て供試ディフューザに流入する。ディフューザは十分に広い静水面をもつ水そうの水の中に設置された。圧力測定位置は図1の p_{w1}' (不均一流発生装置入口上流 $6.5 D_1$)、 p_{w1} (ディフューザ入口直前)、 p_n (ディフュー

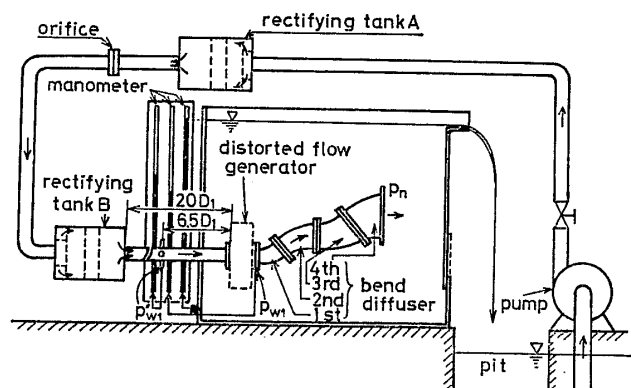


図1 実験装置の概略

* 昭和54年7月29日 第903回講演会において講演、原稿受付昭和54年11月16日。

** 正員、三重大学工学部 (〒514 津市上浜町)。

*** 正員、名古屋大学工学部 (〒464 名古屋市千種区不老町)。

**** 准員、東京芝浦電気会社富士工場 (〒416 富士市蓼原336)。

ーザ出口)であり, 測定には水柱マンメータを用いた. 供試ディフューザは亜鉛合金製(相対粗さ $\epsilon/D_1 = 0.0006$)で, 広がり角度 $2\chi = 6^\circ$ および 12° である(図2). 曲りディフューザは, 中心線を曲率半径 $R = 6r_{w1}$ でU字状(半円)に曲げて作られた平面曲りディフューザを等しい長さの4個の部分(図2に示

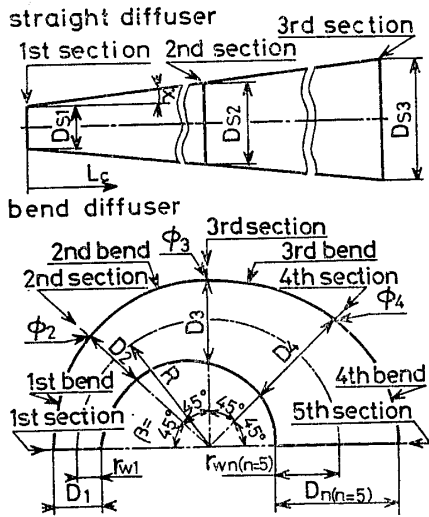
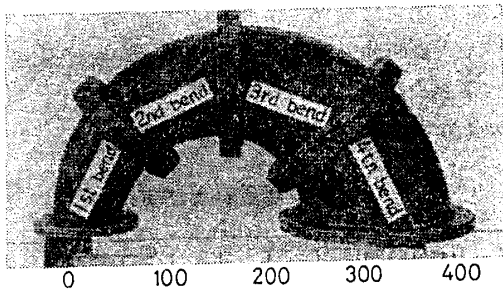
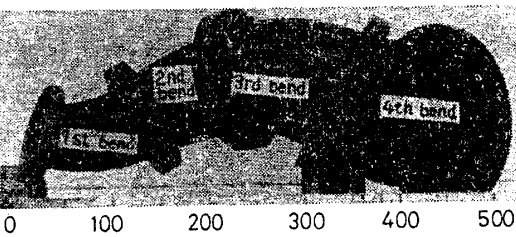


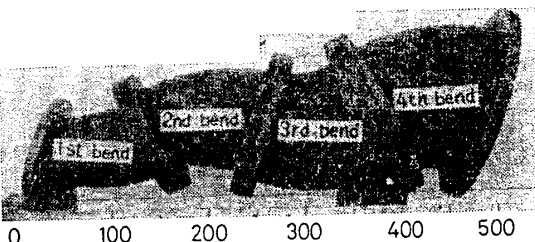
図2 ディフューザ形状



(a) $\phi_2 = \phi_3 = \phi_4 (= \phi_{2,3,4}) = 0^\circ$, U字曲りディフューザ



(b) $\phi_2 = \phi_3 = \phi_4 (= \phi_{2,3,4}) = 90^\circ$, 90° コイル曲りディフューザ



(c) $\phi_2 = \phi_3 = \phi_4 (= \phi_{2,3,4}) = 180^\circ$, だ行曲りディフューザ

図3 実験に用いた曲りディフューザの一例

す3断面)に切断し, これらを適当な角度で再結合して製作する(図3). また, 直線ディフューザは2分割にして作製し, 内面をなめらかに仕上げている. これらのディフューザの各要素の諸元は表1に示す. 曲り要素相互の接続角度は図4に定義する. 一般に上流から $(n-1)$ 番めと n 番めの曲り要素の曲り面のなす角度を ϕ_n で表すことにすれば, ϕ_2, ϕ_3, ϕ_4 はそれぞれ第1と第2, 第2と第3, 第3と第4曲り要素のなす角度である. 曲り形状の代表例を図3に示す. 上から $\phi_{2,3,4} = 0^\circ$ のU字曲り, $\phi_{2,3,4} = 90^\circ$ の90° コイル曲り, $\phi_{2,3,4} = 180^\circ$ の平面だ行曲りを表す. なお

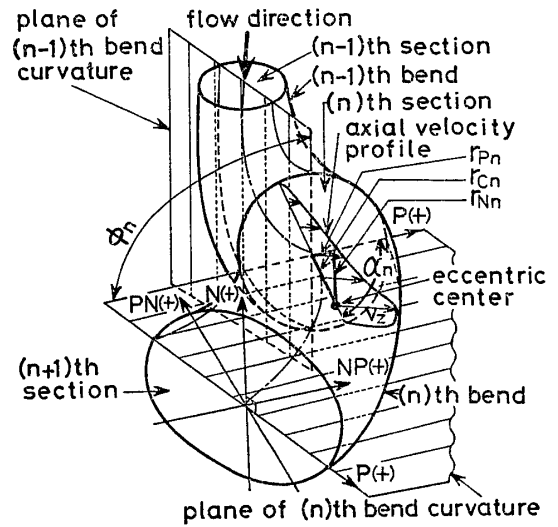


図4 ディフューザ曲り要素の接続角度(ϕ_n), 偏り流れの偏り中心の角度位置(α_n), 偏り距離(r_{cn})および流速分布の測定方向P, NP, N, PN.

表1 ディフューザ寸法表

	2χ	断面番号	直径 D_n mm	面積比 AR	中心線長さ L_c/r_{w1}
曲りディフューザ 曲率半径比 $R/r_{w1} = 6$ 相対粗さ $\epsilon/D_1 = 0.0006$	6°	第1断面	54	—	—
		第2断面	66	1.5	4.7
		第3断面	79	2.2	9.4
		第4断面	92	2.9	14.1
		第5断面	105	3.8	18.7
	12°	第1断面	54	—	—
		第2断面	79	2.2	4.7
		第3断面	105	3.8	9.4
		第4断面	130	5.8	14.1
		第5断面	154	8.1	18.7
直線ディフューザ 相対粗さ $\epsilon/D_1 = 0.0006$	6°	第1断面	54	—	—
		第2断面	78	2.1	9.4
		第3断面	104	3.7	18.7
	12°	第1断面	54	—	—
		第2断面	104	3.7	9.4
		第3断面	154	8.1	18.7

*1 字数削減のため, $\phi_2 = \phi_3 = \phi_4$ は $\phi_{2,3,4}$ と略記する.

供試ディフューザの形状を表2に示す。

従来の研究^{(4)~(6)}によれば、ディフューザ効率は一均一流の場合は、入口の境界層厚さに、また、不均一流の場合にはその速度分布形状によって大きく影響されることが明らかになっている。本研究は流入速度分布

表2 実験に用いた曲りディフューザ形状の種類

入口速度分布形式の種類	ディフューザ接続角度 ϕ_n						備考
	$2\chi=6^\circ$			$2\chi=12^\circ$			
	ϕ_2	ϕ_3	ϕ_4	ϕ_2	ϕ_3	ϕ_4	
形式 I	0° 180°	0° 315°	0° 315°	0° 180°	0° 315°	0° 315°	ϕ_n は45°間隔で変化、全曲り形状は260種類(曲り要素4個すべて接続)
形式 II, III, IV, V	0° 90° 135° 180°	0° 90° 180° 180°	0° 90° 180° 180°	0° 90° 135° 180°	0° 90° 90° 180°	0° 90° 90° 180°	

* 形式 I で最大効率を示す曲り形状。

とくに境界層外(流路中央の大部分)の速度分布形状に注目し、その影響を詳しく調べたものである。入口速度分布形状としては、工業上使用される曲りを含む管路系や流体機械出口部で発生する流れを想定し、図5に示した形式 I から V までの5種類を用いた。この場合の各入口流れに対し境界層の平均排除厚さ* $\bar{\delta}^*$ 、境界層外の速度分布の特徴およびこのような流れの発生方法を表3に示す。入口の平均排除厚さ $\bar{\delta}^*$ の影響を、広がり角度が $2\chi=12^\circ$ で最大効率を示す空間曲りディフューザについて調べたところ、 $\bar{\delta}^*/r_{w1} \approx 0.011$ では $\bar{\delta}^*/r_{w1}=0.045$ の場合より、効率において4~5%改善された。入口速度分布として形式 II から V までを用いた場合、形式 I の旋回のない飽和流れが流入した場合に比べて、効率の変化率が境界層の厚さによる影響よりもはるかに大きいので、本報告では入口排除厚さの影響は小さいと考えて、以下議論を進める。なお、排除厚さの影響につい

表3 ディフューザに流入する入口速度分布の形式、各修正係数、その他

入口速度分布形式の種類		入口レイノルズ数 Re_1	排除厚さ(管壁8測定点の平均値) $\bar{\delta}^*/r_{w1}$	旋回強度 M'	最大軸速度こう配 $\frac{(v_{zmax}/V_{m1})-1}{r/r_{w1}}$	運動エネルギー修正係数		圧力エネルギー修正係数	
						β_1	β_n	π_1	π_n
形式 I	発達した乱流飽和流れ	1.5×10^5	0.045	0	偏りなし	1.06	1.0	1.0	1.0
形式 II	左右対称の二次流れを伴った偏り流れ	1.5×10^5	0.011	ほぼ零	0.35	1.10	1.0	1.0	1.0
形式 III	二次流れのない偏り流れ(交差流はある)	1.5×10^5	0.031	ほぼ零	0.40	1.12	1.0	1.0	1.0
形式 IV	一方旋回流を伴った偏り流れ	1.5×10^5	0.017	0.404 (比較的弱)	0.26	1.11	1.0	0.98	1.0
形式 V	一方旋回流を伴っているが軸速度分布はほぼ均一な流れ	1.5×10^5	0.011	0.413 (比較的弱)	0.05	1.10	1.0	0.98	1.0

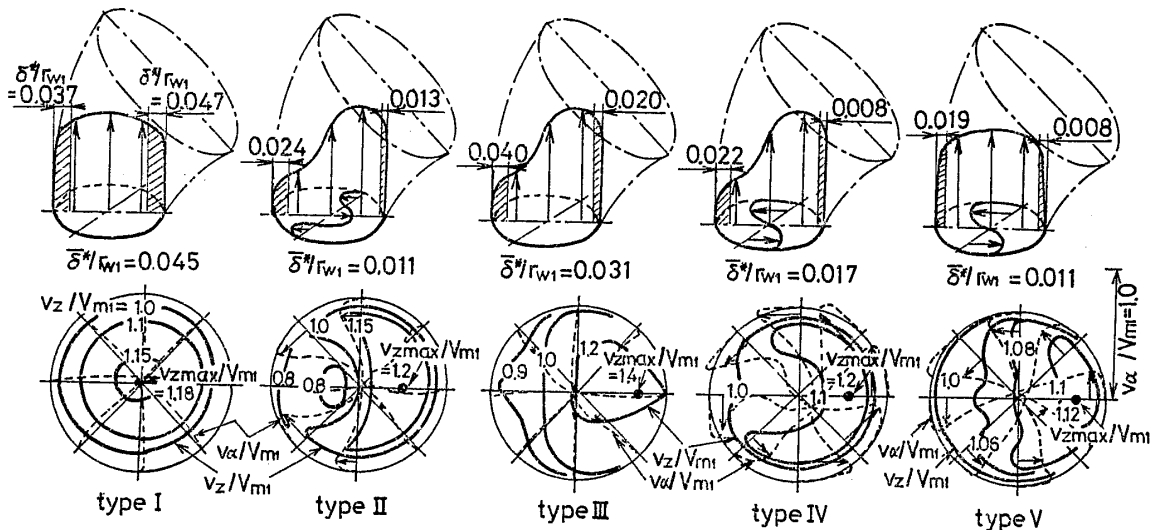


図5 実験に用いられた5種類の入口速度分布、 $\bar{\delta}^*$ (排除厚さ)は管壁8測定点の平均値(排除厚さは見やすいために誇張して示してある)

*2 旋回を伴った偏り流れの排除厚さは、入口周上の位置によって相当異なるので、周上8点の値を求め平均化した。

ての詳細は別報で論ずる予定である。

流速分布は3孔の円筒形ピトー管^{*3} (管径 $\phi 2.502$ mm および $\phi 3.025$ mm の2種類) で測定した。断面の測定方向は図4に示すP, NP, N, PNの4方向にとった。実験は主に $Re_1 = 1.5 \times 10^5$ で行った^{*4}。

4. 実験結果を示す表示式

(a) ディフューザのエネルギー効率

$$\eta_E = (\pi_n p_{Wn} - \pi_1 p_{W1}) / [(\rho V_{m1}^2 / 2) \{\beta_1 - \beta_n (1/AR)^2\}] \dots\dots\dots (1)$$

ここで, π_1, π_n は入口および第 n 断面での圧力エネルギー修正係数, β_1, β_n は運動エネルギー修正係数を表し, それぞれ次式で求められる。

$$\pi_n = \int_0^{r_{Wn}} \int_0^{2\pi} p_n v_{zn} r_n dr d\alpha / p_{Wn} Q, \quad \beta_n = \left\{ \frac{\rho}{2} \int_0^{r_{Wn}} \int_0^{2\pi} (v_{zn}^2 + v_{\alpha n}^2) v_{zn} r_n dr d\alpha \right\} / \left\{ \frac{\rho}{2} V_{mn}^2 Q \right\}$$

(b) ディフューザの近似エネルギー効率 通常, 効率を求める実験において, β_n を正しく求めることは多くの困難を伴うので, 式(1)で $\beta_n = 1$ とおいた次式を用いることが多い。

$$\eta = (\pi_n p_{Wn} - \pi_1 p_{W1}) / [(\rho V_{m1}^2 / 2) \{\beta_1 - (1/AR)^2\}] \dots\dots\dots (2)$$

本研究においても効率は主としてこの式で求め, π_n, π_1, β_1 には表3に示す値を用いた。

式(1)で各修正係数 $\beta_1, \beta_n = 1, \pi_1, \pi_n = 1$ とおいて求めた効率はいわゆる一次元理論効率であるが, この値は式(2)の近似エネルギー効率に比べて, 約10%も高い値を示す場合があるので注意を要する。本文中では, 一部に比較のため一次元理論による値を()内に併記した。

(c) ディフューザの圧力回復係数 性能を表すため式(3)で定義される圧力回復係数 c_p を用いる場合がしばしばある。本報告でも他の研究者の結果と比較するためこれを用いた。

$$c_p = (\pi_n p_{Wn} - \pi_1 p_{W1}) / (\beta_1 \rho V_{m1}^2 / 2) \dots\dots\dots (3)$$

(d) 旋回強度および偏りの大きさ 曲り内に生じる一方向旋回流の強度 M' はつぎのような無次元の角運動量流量で表す。

$$M' = \rho \int_0^{2\pi} \int_0^{r_{Wn}} v_{zn} v_{\alpha n} r_n^2 dr d\alpha / \rho V_{m1}^2 r_{W1}^3 \dots\dots\dots (4)$$

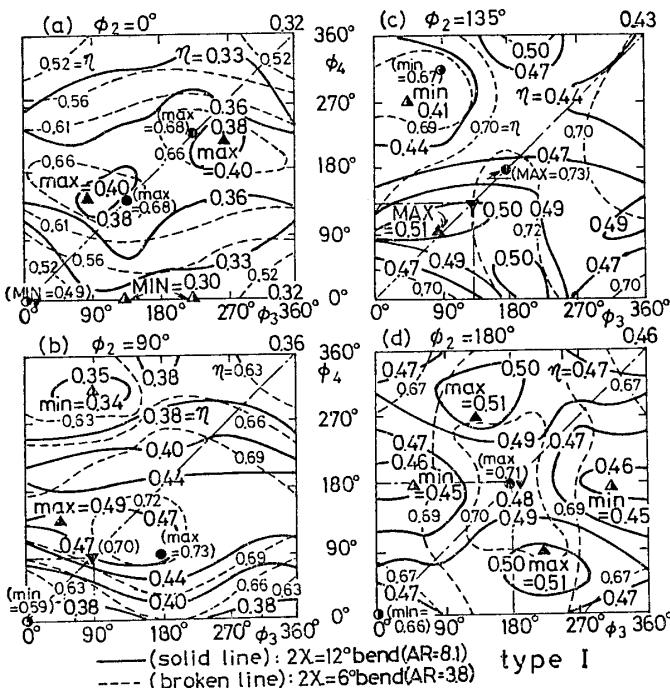
不均一流れの偏りの大きさ rc_n および偏り中心の角度位置 α_n は式(5)で定める。

$$\left. \begin{aligned} rc_n^2 &= r_{Nn}^2 + r_{Pn}^2 \\ \alpha_n &= \tan^{-1}(r_{Nn}/r_{Pn}) \\ r_{Nn}/r_{Wn} &= \int_0^{2\pi} \int_0^{r_{Wn}} v_{zn} r_n^2 \\ &\times \sin \alpha d\alpha dr / \pi V_{mn} r_{Wn}^3 \\ r_{Pn}/r_{Wn} &= \int_0^{2\pi} \int_0^{r_{Wn}} v_{zn} r_n^2 \\ &\times \cos \alpha d\alpha dr / \pi V_{mn} r_{Wn}^3 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

α_n は下流側からみて, 図4のP(+)軸から時計方向回転を正とし入口断面では α_1 と記す。

5. 実験結果と考察

5.1 エネルギー効率 図6には, 入口速度分布が形式Iの場合の近似エネルギー効率[式(2)]



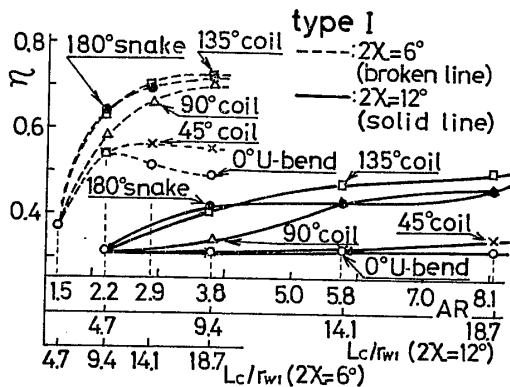
AR=8.1(2χ=12°), AR=3.8(2χ=6°) (Lc/rw1=13.7 で一定, 曲り要素4個接続), MAX, MIN: 全図中の最大値, 最小値, max, min: 各図中の最大値, 最小値を表す。

図6 入口速度分布が形式Iの場合の近似エネルギー効率η [式(2)] とディフューザ接続角度(φ2, φ3, φ4)の関係

*3 実験精度を確かめるため軸速度分布を断面上で図式積分して求めた流量はオリフィス流量より最大で約6%高くなる(平均3~4%)。
*4 効率に対するレイノルズ数 Re_1 の影響を検討した結果, $5 \times 10^4 \leq Re_1 \leq 2 \times 10^5$ の範囲ではほとんど変化しない。

による等効率曲線を示す。面積比は $AR=8.1(2\chi=12^\circ)$, $3.8(2\chi=6^\circ)$ で (曲り4個全部接続) 一定である。図6(a)~(d)はそれぞれ第1曲りと第2曲りの設置角 ϕ_2 が $0^\circ, 90^\circ, 135^\circ, 180^\circ$ ($\phi_2=45^\circ$ の結果は $\phi_2=0^\circ$ の結果とほぼ等しいので図は省略した) の場合であり、縦軸は ϕ_4 , 横軸は ϕ_3 を示す。各図中で η が最大になる位置に広がり角度 $2\chi=6^\circ$ (破線) のディフューザでは ●印, $2\chi=12^\circ$ (実線) のディフューザでは ▲印, 最小値にはそれぞれ ○, ▲印を付した。効率 η は ϕ_2 が 0° から増加するにつれて上昇する。一般にこの最大効率の値は空間性の強いコ

イル曲りのときに最も大きくなり, $2\chi=6^\circ$ では図6(c)の●印 ($\phi_2=135^\circ, \phi_{3,4}=180^\circ$) で0.73 (一次元理論値0.78), $2\chi=12^\circ$ では図6(c)▲印 ($\phi_2=135^\circ, \phi_{3,4}=90^\circ$) で0.51 (0.54) になる。各最小効率のうち最も小さな値は図6(a)のU字曲りの場合生じ, $2\chi=6^\circ$ では○印で0.49(0.53), $2\chi=12^\circ$ では▲印で0.3(0.33)になる。広がり角度 2χ が 6° から 12° に大きくなると, 最大, 最小効率ともに約20~25%程度減少する。これは入口部で大きなはく離が発生するためである [図13(a)の流速分布参照]。図7は効率に及ぼす面積比 AR の影響を示したもので, ディフューザを図6の各図に一点鎖線で示した対角線上の▼印に相当する状態に曲げた場合の値である。図に実線で示した $2\chi=12^\circ$ ディフューザの場合, U字状 [$\phi_{2,3,4}=0^\circ$, 図3(a)] あるいはそれに近い曲り ($\phi_{2,3,4}=45^\circ$) では効率 η は低く, 0.32程度で面積比を変えてもこの値は変わらない。しかし, 空間性の強いコイル曲り [$\phi_{2,3,4}=90^\circ$, 図3(b), 135°] およびだ行曲り [$\phi_{2,3,4}=180^\circ$, 図3(c)] では面積比 AR の影響を強く受け, 面積比が大きくなるにつれて値は増大する [この理由は図13(a)の流速分布から説明される]。図7に破線で示した $2\chi=6^\circ$ のディフューザでも一般的傾向は $2\chi=12^\circ$ の場合と似ている。



曲り形状はU字曲り ($\phi_{2,3,4}=0^\circ$), $45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$ のコイル曲り ($\phi_{2,3,4}=45^\circ, 90^\circ, 135^\circ$), だ行曲り ($\phi_{2,3,4}=180^\circ$)

図7 形式Iの場合の近似エネルギー効率 η と面積比 AR (長さ Lc/rw_1) の関係

図8は入口速度分布が形式IIの場合の近似エネルギー効率 η である。U字曲り ($\phi_{2,3,4}=0^\circ$), 90° コイル曲り ($\phi_{2,3,4}=90^\circ$)

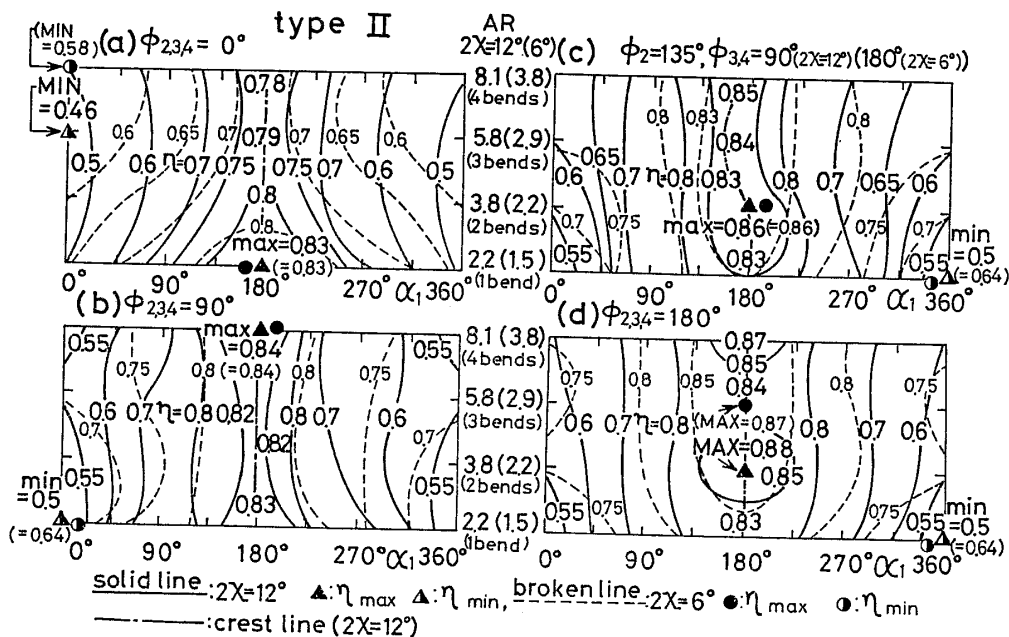
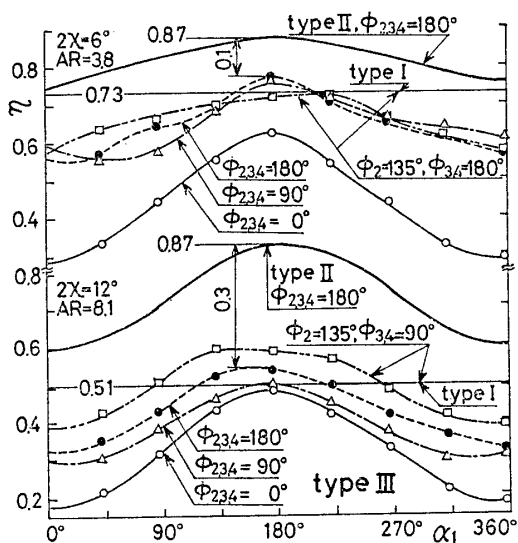


図8 形式IIの場合の近似エネルギー効率 η と面積比 AR (縦軸), 入口の偏り中心角度位置 α_1 (横軸) の関係 (MAX, MIN: 全図中の最大値, 最小値, max, min: 各図中の最大値, 最小値)

の結果および図6で最大効率を示すねじれS字曲り ($2\chi=12^\circ$ では $\phi_2=135^\circ, \phi_{3,4}=90^\circ, 2\chi=6^\circ$ では $\phi_2=135^\circ, \phi_{3,4}=180^\circ$) とだ行曲り ($\phi_{2,3,4}=180^\circ$) の結果を示す。各ディフューザに対して面積比 AR の影響も検討してある。実線で示した $2\chi=12^\circ$ のディフューザでは図(a)のU字曲りの場合, $\alpha_1=180^\circ$ で効率 η は0.78~0.83となり, 形式Iの値0.32に比べて非常

に大きい. 結果を省略してあるが $\phi_{2,3,4}=45^\circ$ のコイル曲りの場合は, U字曲りの場合とほぼ同じ傾向を示す. 図 (b), (c) に示す空間性の強いコイル曲りあるいはねじれ S 字曲りになると, $\eta \geq 0.7$ の領域は広がり, α_1 が 90° から 270° までのほぼ全域に及ぶ. 図 (d) のだ行曲りの場合には, 効率は最大限に高まり, $\alpha_1=180^\circ$ では $\eta=0.83\sim 0.88$ ($0.93\sim 0.98$) になる. このように, 流入速度分布が形式 II で得られる効率の最大値 $\eta_{\max}=0.88$ は, 速度分布が形式 I の場合の最大値 $\eta_{\max}=0.51$ より 37% も大きい. 形式 II における効率の最小値 $\eta_{\min}=0.46$ もまた形式 I の場合の値より 16% 大きくなる. つぎに, $2\chi=12^\circ$ と 6° の結果を比較してみると, 形式 I の速度分布では既述のごとく, $2\chi=6^\circ$ の効率は $2\chi=12^\circ$ の値より 20~25% 程度大きい, 形式 II の分布では $2\chi=12^\circ$ の効率が大幅に改善され両ディフューザの効率の差はほとんどなく, 傾向も類似してくる. この理由は図 13 の流速分布から説明される.

図 9 には入口速度分布が形式 III, すなわちせん断流分布をもつ場合の効率を示す. 曲り形状は図 8 と同一であるが面積比 AR は 8.1 ($2\chi=12^\circ$), 3.8 ($2\chi=6^\circ$) (曲り 4 個接続) のみである. 図には比較のため形式 I および形式 II の結果が併記してある. 形式 III の場合は, 飽和流れ (形式 I) が流入した場合に比べて効率はあまり改善されず, 形式 II の値よりも相当小さい. 形式 II と III の比較から, 入口部の曲り内側に生じるはく離の防止には, 左右対称の二次流れ成分が大

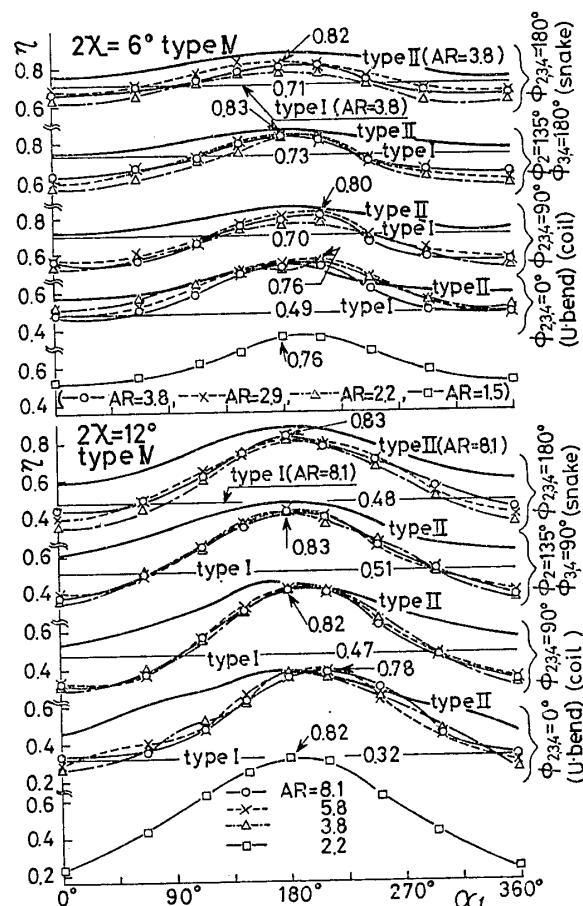


面積比 $AR=8.1$ ($2\chi=12^\circ$), $AR=3.8$ ($2\chi=6^\circ$)
($Lc/rw_1=18.7$ で一定), 太い実線: 形式 II, 細い実線: 形式 I

図 9 形式 III の場合の近似エネルギー効率 η と α_1 の関係

きな役割を果たしていることがわかる.

図 10 には入口速度分布が形式 IV の場合の効率を示す. 曲り形状は図 8 および図 9 と同一である. 図 10 には面積比の異なる結果も示してある. また比較のため速度分布の形式 I および II の結果が記入されている (いずれも $2\chi=12^\circ$ では $AR=8.1$, $2\chi=6^\circ$ では $AR=3.8$). 広がり角度が $2\chi=6^\circ$ および 12° いずれのディフューザにおいても, η に対する AR の影響は少ない. 両ディフューザとも形式 IV の場合の効率は, U 字曲りの $\alpha_1=180^\circ$ 近傍を除いて形式 II の場合の値より小さい. しかし, 効率の最大値 η_{\max} は $0.82\sim 0.83$ と相当大きい. 形式 I と比べると, この場合には $\alpha_1=180^\circ$ を中心とした範囲で効率が最大で 35% も大きい. しかし $\alpha_1=0^\circ$ (360°) 近傍では形式 IV の方が形式 I より減少する. ここで特筆すべきは形式 IV では形式 II の場合と同様, $2\chi=12^\circ$ の効率が $\alpha_1=180^\circ$ 近傍で著しく改善され, $2\chi=6^\circ$ の値とほぼ等しくなることである. この事実より, 形式 IV の場合にも, 不均一軸速度の影響が大きいことが推察される



太い実線: 形式 II ($AR=3.8$ ($2\chi=6^\circ$), 8.1 ($2\chi=12^\circ$))
細い実線: 形式 I ($AR=3.8$ ($2\chi=6^\circ$), 8.1 ($2\chi=12^\circ$))

図 10 形式 IV の場合の近似エネルギー効率 η と α_1 の関係, AR は変化

[図 13 (b) の流速分布参照].

形式 IV のような偏りを伴った一方向旋回流を曲りに流入させる場合, その回転方向の影響が予想されるので, 図 11 ではこの問題を検討した. $\phi_2=135^\circ$ であつ $\phi_{3,4}=90^\circ$ のねじれ S 字曲り ($2\chi=12^\circ$) に, 曲りと同方向に旋回する反時計まわりの旋回を流入させた場合を実線で, 時計まわりの旋回を流入させた場合を破線で示す. 正逆どちらの旋回を流入させても,

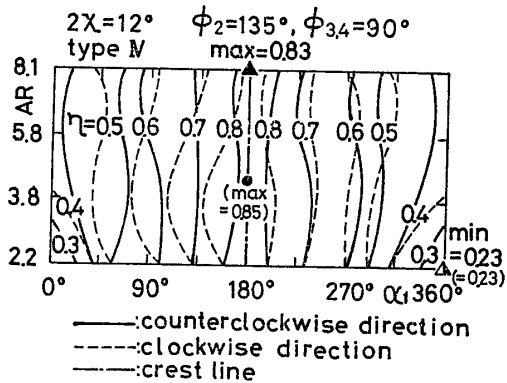


図 11 形式 IV の場合の近似エネルギー効率 η に対する流入旋回流の旋回方向の影響

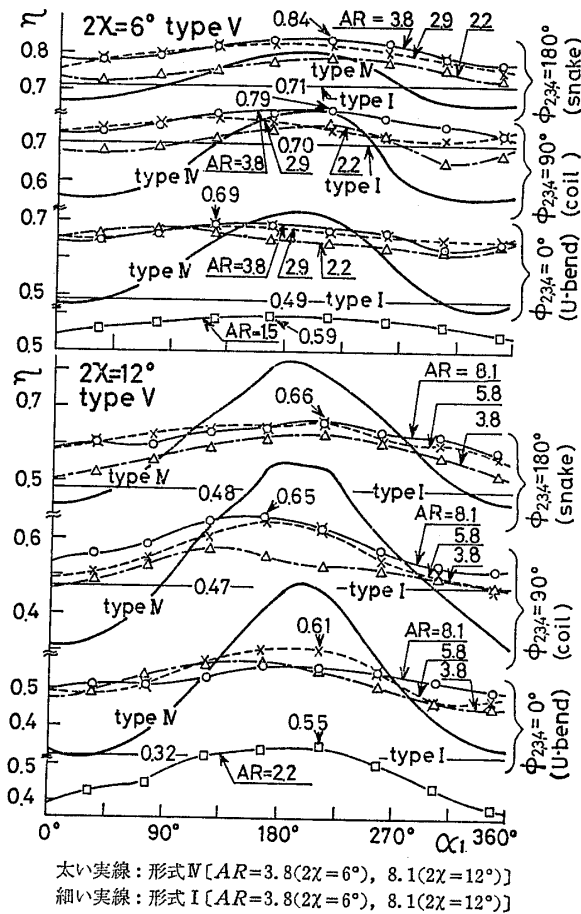
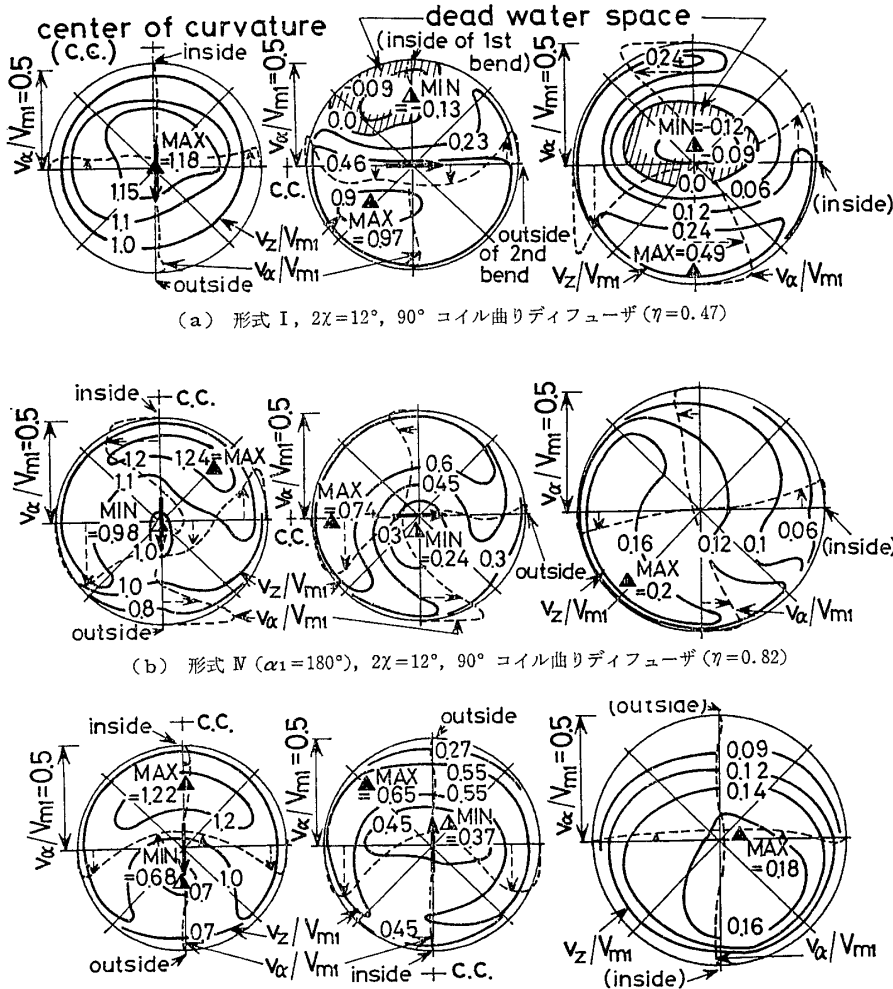


図 12 形式 V の場合の近似エネルギー効率 η と α_1 の関係, AR は変化

効率はあまり変わらないことがわかる.

図 12 には形式 V の流入速度分布の場合の効率を示す. 形式 V の旋回強度は形式 IV の値にほぼ等しい値をもつ (表 3). 図にはディフューザの形状が U 字状, 90° コイル状, だ行状の 3 種類の場合を示す. また, 面積比 AR の影響も示す. いずれの曲り形状でも, AR が大きければ (○, × 印) 効率は変わらないが, AR が小さくなる (△, □ 印) と効率は減少する. 面積比の大きい $AR=3.8$ ($2\chi=6^\circ$), 8.1 ($2\chi=12^\circ$) に対して, 流入形式 V の結果と流入形式 IV の結果を比較する. $2\chi=6^\circ$ ディフューザではいずれの曲り形状においても, α_1 のほぼ全範囲で形式 V の効率は形式 IV の効率よりもよくなる. しかし広がり角度が $2\chi=12^\circ$ と大きくなると, 曲り形状に関係なく $\alpha_1=180^\circ$ を中心にした範囲で形式 V の効率は形式 IV の効率よりも最大で約 15~17% 程度小さくなる. しかし $\alpha_1=0^\circ$ (360°) を含む両端の範囲では, 逆に最大で約 15~22% 程度大きくなる. $2\chi=12^\circ$ の場合, 形式 V の最大値は形式 IV ほど大きくなりませんが, 全般的に性能が改善されればほぼ全域で η が約 0.5~0.66 となるが, これは形式 I の値より相当大きい.

5.2 ディフューザ内流速分布の考察 図 13 には 90° コイル曲りおよびだ行曲りディフューザの入口 (第 1 断面), 第 2 曲り要素の入口 (第 2 断面) および第 4 曲り要素の出口 (第 5 断面) の流速分布を示す (図 2 参照). 第 3, 第 4 断面の速度分布は紙面の都合上省略するが, これら断面の流れは第 2 と第 5 断面の流れの中間の状態になる. 図の実線は等軸速度線, 破線は周速度分布, 太線矢印は各曲り入口部における曲りによる遠心力の作用方向を表す. 図 (a) の 90° コイルディフューザに形式 I の流れが流入する場合, 第 1 曲り出口の曲り内側壁面 (第 2 断面) にはく離が発生し, このはく離は下流に行くにつれて管中心部へ移動し, 出口では図の第 5 断面に示したような逆流領域を形成する. 図 7 において, 例えば 90° コイル曲りにおいて, 面積比が増すにつれて効率 η が増大する理由は, 壁面に生じたはく離 (逆流領域) が管中心部へ移動して後, その管中心部の逆流領域はほとんど発達しないので, 下流方向に通路の有効面積が広がるためと考えられる. 図 13 (b) および図 (c) は 90° コイルおよびだ行曲りディフューザに形式 IV および II の流れが流入する場合である. とともに第 1 曲り要素およびそれ以後の曲り内においてははく離が発生せず断面いっばいに流れるので高い圧力回復が得られる. その理由は, 二次旋回成分を伴った不均一流の高速度部分がディフューザ入口の曲り内側に流入する結果, 第 1 曲り



(a) 形式 I, $2\chi=12^\circ$, 90° コイル曲りディフューザ ($\eta=0.47$)

(b) 形式 IV ($\alpha_1=180^\circ$), $2\chi=12^\circ$, 90° コイル曲りディフューザ ($\eta=0.82$)

(c) 形式 II ($\alpha_1=180^\circ$), $2\chi=12^\circ$, だ行曲りディフューザ ($\eta=0.87$)

実線: v_z/V_{m1} , 破線: v_α/V_{m1} , 太線矢印: 曲り入口の遠心力の作用方向
 図の左側の列は第1断面 (第1曲り要素入口), 図の中央の列は第2断面 (第2曲り要素入口), 図の右側の列は第5断面 (第4曲り要素出口 (ディフューザ出口)) を表す.

図 13 $2\chi=12^\circ$ の空間曲りディフューザ内の流速分布

要素入口部に生じる壁圧差分布が管中心部の流れを曲り内側方向に押しやるような二次流れ成分を発生¹⁵させることとなり, 図 (a) でみられた第1曲り出口のはく離が防止されること, および第2曲り要素以降においても比較的強い二次旋回成分が発達し, これが持続され, はく離の発生が押さえられる結果である.

5.3 直線ディフューザとの比較およびレイノルズ数の影響について 図 14 は直線形状ディフューザと曲りディフューザの効率の比較である. 曲り形状としては流入速度分布がそれぞれ形式 I, II, IV の場合に最大効率を示すものを用いた. 直線形状についても同じ形式の流れを導いた結果である. $2\chi=12^\circ$ (実線) の直線ディフューザでは形式 II の流れにおける効率は形式 I, IV の流れの値より約 8~12% 程度高い. また面積比 AR が小さい場合は形式 I よりも形式 IV の方が η が大

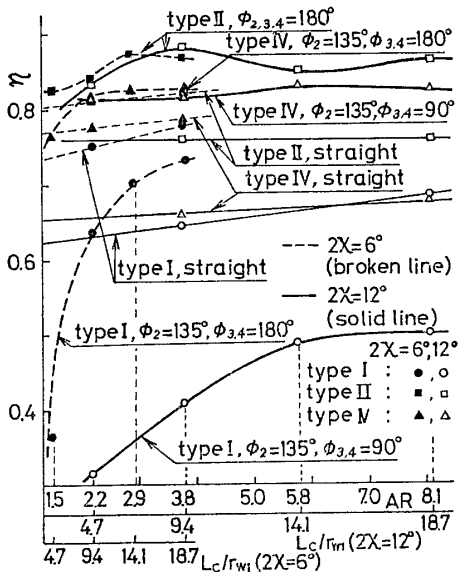
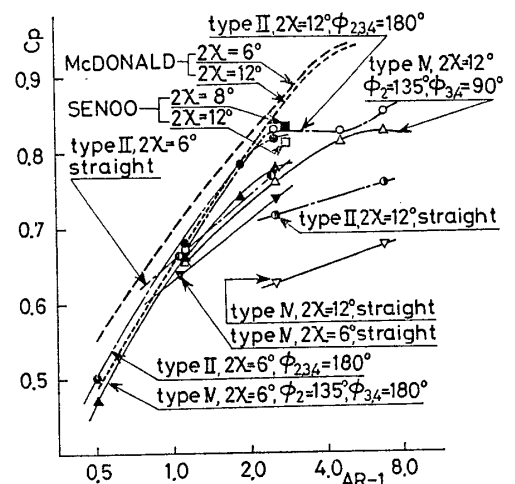


図 14 直線ディフューザと曲りディフューザの比較 (入口速度分布は形式 I, II, IV)



McDonald: 直線ディフューザに強い一方旋回流を流入させた場合, Senoo: 直線ディフューザ壁面にうず発生用案内羽根を設置, 本実験: 入口速度分布形式 II, IV で最大効率を示す曲り形状の場合.

図 15 他研究者の結果と本実験結果との比較

¹⁵ このような好都合な二次旋回成分の発生原因については, 文献 (2) に詳しく述べてあるので, 紙面の都合上ここでは説明を割愛する.

きいが、 AR が大きくなると両者がほぼ等しい値を示すようになる。これら直線形状の効率、曲り形状に形式 II, IV の流れが流入するときの値より 15~22% 小さく、形式 I の流れが入るときは 20~30% 程度大きい。 $2\chi=6^\circ$ (破線) のディフューザでは $2\chi=12^\circ$ の場合とほぼ同傾向を示すが、直線形状と曲り形状の効率は近接し、効率は 75~87% 程度の値になる。ただし、曲り形状に形式 I の流れが流入するときにはこれよりも小さく、73% 以下である。

図 15 は圧力回復係数 c_p と面積比 AR の関係を示す。比較のため他の研究者の結果も記入してある。本実験結果としては各入口条件で最大圧力回復を示す形状のものをういた。直線ディフューザに対しては形式 II および形式 IV の流れを導いた場合の結果である。比較例としては McDonald⁽⁷⁾ が行った $2\chi=6^\circ$ および 12° の直線円すいディフューザに旋回強度の強い一方向旋回流を流入させた場合および妹尾ら⁽⁸⁾ が行った $2\chi=8^\circ$ および 12° の直線円すいディフューザにうず誘起装置を取付けて圧力回復の増大を計った結果を記入してある。曲りディフューザにおいては、形式 II, IV の流れが導かれて高い c_p を示す場合は、その c_p は McDonald や妹尾が求めた値と同等あるいはわずかに小さい程度の値を示す。

6. 結 言

空間曲リディフューザに種々の速度分布をもつ流れ

を流入させて諸性能を調べ、次のような結果を得た。

(1) 広がり角度の小さい $2\chi=6^\circ$ のディフューザでは、その内部に一方向の旋回流が発生する空間性の強い曲り形状の場合は直線ディフューザと同程度の高い効率を示す。しかし平面的な U 字状曲りの効率は悪くなる。

(2) 広がり角度の大きい $2\chi=12^\circ$ の空間曲リディフューザでは、流入速度分布が不均一でかつ二次旋回を伴っている場合には、高速領域が曲り内側に流入すればこの二次旋回は曲り内で一段と助長され、はく離の発生を押さえる。その結果効率は著しく改善される。

最後に本研究を行うに当たって卒研 大槻寧健、大野弘幸両君の助力を得た。ここに謝意を表す。

文 献

- (1) Miller, D. S., *Internal Flow-A guide to losses in pipe and duct system*, (1971), BHRA.
- (2) 村上・清水, 機論, 43-365 (昭 52), 174.
- (3) 村上・清水, 機論, 43-375 (昭 52), 4127.
- (4) Waitman, B. A., ほか 2 名, *Trans. ASME, Ser. D*, 83-3 (1961), 349.
- (5) Tyler, R. A. and Williamson, R. G., *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 182 (1967) 115.
- (6) Sprenger, H., *Mitt. Instn. Aerodyn., Zürich*, (1959), 1.
- (7) McDonald, A. T., ほか 2 名, *AIAA J.*, 9-10 (1971), 2014.
- (8) 妹尾・西, 機論, 37-303 (昭 46), 2153.

討 論

〔質問〕 大嶋 政夫 (荏原製作所羽田工場)

実験に当たって、いろいろの形式の入口流速分布を与えておられるが、それらは単に言葉で示されているのみ (表 3) なので、量的にどの程度か推定することができない。この入口流速分布によって著しい効率の

付表 1

形 式	入口速度分布発生方法
I	整流タンク出口後の助走直管 $20D_1$ の位置
II	曲率半径比 $R/r_{W1}=3$ の市販鋼管製 90° ベンドの出口後 $1D_1$ の位置
III	直管内に格子をそう入し、そのすきまを変えて、形式 II の軸速度こう配に近い流れの位置
IV	曲率半径比 $R/r_{W1}=3$ の 90° ベンド 2 個を 90° ねじれ S 字状に接続し、その曲り出口直後の位置
V	曲率半径比 $R/r_{W1}=2$ の黄銅物製 90° ベンド 2 個を 90° ねじれ S 字状に接続し、さらに曲り後に長さ $10D_1$ の直管を接続した位置 (旋回強度は形式 IV とほぼ等しくしてある)

差が現れるので、それらがある程度推定 (量的に) できることが望ましいと思われる (同じ形式の入口流速分布でも、その程度が変われば著しく異なった結果になるかも知れないので)。そこでどのようにしてこれらの入口流速分布を発生させたか、その方法をお示し願いたい。

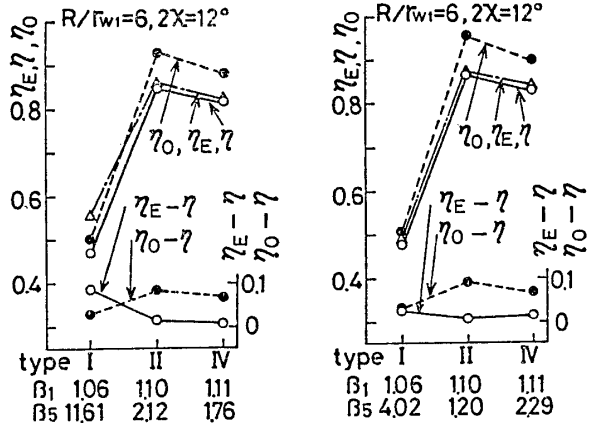
〔回答〕 入口速度分布発生方法は紙面短縮のため本文中の表 3 から削除したが、ここに改めて付表 1 として示すので、表 3 と併せてごらんいただきたい。

〔質問〕 西 道 弘 (九州工業大学)

二次流れを巧みに利用して (付 1) 曲りディフューザの性能改善を図られたことに対し敬意を表す。

(1) ディフューザ出口部と対向する水そう壁面間の距離はどの程度か。

- (付 1) Moore, A. E., *Proc. Joint Symp. 1978, ASCE-IAHR-ASME, Colorado*, Vol. 1, (1978), 247.



(a) 90° コイル曲りディフューザ (b) 180° だ行曲りディフューザ

付図 1 エネルギー効率 η_E [式 (1)], 近似エネルギー効率 η [式 (2)] および一次元理論効率 η_0 の比較

(2) 入口壁面圧力 p_{w1} に流線の曲りの影響はなかったか。

(3) 3章の後半に述べられている効率は式 (2) で定義されるものか。

(4) β_n の式では, 分母に V_{mn} が使われているので, β_n は 1 よりもかなり大きな値をとるものと思われる。著者らの実験範囲において β_n の値はどの程度か。

(5) 式 (3) より式 (1) 又は (2) を強調されている理由は何か。ディフューザでは圧力回復係数を用いる方が一般的と考える(1)(付2)。なお式 (1) の定義からすれば, 効率というより有効度(付3) (diffuser effectiveness(付2)) と呼ばれるべきではないか。

(6) 形式 II と形式 III のディフューザ性能を比較する場合, 流入速度分布の軸速度こう配の違いをどのように考えておられるか。

(7) 面積比 AR に対する c_p が図 15 に示されているが, 空間曲りディフューザの場合には流線曲率の影響が大きいと予想されるので, AR は供試ディフューザの途中の断面を示しているだけの意味しかないと思われる。従来の結果と直接比較できるのか。

〔回答〕 (1) ディフューザ出口に対する対向壁面の影響をさけるため, 出口径の 5 倍以上になるよう配慮した。

(2) 入口壁面圧力 p_{w1} に対する流線曲りに基づく断面周上壁圧の違いの影響を除くため, 断面周上の四等分点の圧力の平均値を測定した。

(3) そのとおりである。

(4) 指摘のとおり場合によって β_n は非常に大きくなる。 β_n が大きくなる場合は効率が 30~40% 前後と非常に悪い場合であり, 効率が高い 70~80% の場合は β_n はほぼ 1 に近くなる。また, ディフューザが長い場合には $(1/AR)^2 \ll 1$ になるので, $\beta_n = 1$ としてもディフューザ効率を知る上で不都合はない。付図 1 に, 曲り要素 4 個を接続した空間曲りディフューザについて β_1, β_5 を正しく測定した場合のエネルギー効率 η_E [式 (1)], 近似エネルギー効率 η [式 (2)], $\beta_1 = \beta_n = 1, \pi_1 = \pi_n = 1$ とおいた一次元理論効率 η_0 の 3 種類を比較してある。 β_1, β_5 の値も記入してあるので参照されたい。

(5) 特別な理由はない。種々の文献を検討した結果ディフューザの効率を知るには, 式 (2) の効率が適当と考えたまでのことである。つぎに, 「効率」と「有効度」については, たとえば文献(付4)においても「効率または有効度」と両用してある。

(6) 形式 II と形式 III を比較する場合, 速度こう配が大幅に違ったのでは問題がある。本実験では両者のこう配を同一にすることは不可能なので, できるだけ接近させてある。図 5 の形式 III の速度分布は, 種々の均一せん断流の中から断面全体の速度分布が形式 II と最も似たものを選んで実験に用いたものである。なお, 最大軸速度こう配は表 3 に記入してある。

(7) 図 15 に記入してある本実験結果は, それぞれ入口と出口断面の圧力差から求めたものであり, 供試ディフューザの途中の壁圧を用いたものではない。実験では曲り要素を 1 個ずつ追加しながら AR を変化させてある。したがって, 従来の結果と比較しても, 十分参考になると考える。

(付2) Sovran, G. and Klomp, E. D., *Fluid Mechanics of Internal Flow*, (1967), 270, Elsevier.

(付3) 妹尾, 内部流れ学と流体機械, (昭 52), 63, 養賢堂.

(付4) 管路・ダクトの流体抵抗出版分科会編, 技術資料・管路・ダクトの流体抵抗, (昭 52), 55, 日本機械学会.